

## ⑫公開特許公報(A)

昭54—90409

⑬Int. Cl.<sup>2</sup>  
F 02 C 9/00識別記号 ⑭日本分類  
51 B 7庁内整理番号 ⑮公開 昭和54年(1979)7月18日  
7616—3G発明の数 4  
審査請求 未請求

(全 7 頁)

## ⑯温度表示装置および方法

アフイールド・ディー・アルバ  
・ドライブ5190番

⑰特 願 昭53—143484

⑱出 願 人 ゼネラル・エレクトリック・カ  
ンパニイ

⑲出 願 昭53(1978)11月22日

優先権主張 ⑳1977年12月22日㉑米国(US)  
⑳863483アメリカ合衆国12305ニューヨ  
ーク州スケネクタディ・リバー  
ロード1番㉒発 明 者 アイラ・エドワード・マービン  
アメリカ合衆国オハイオ州フェ

㉓代 理 人 弁理士 生沼徳二

## 明 細 書

1 発明の名称 温度表示装置および方法

2 特許請求の範囲

1) 圧縮機、燃焼器及びタービンを持つていて、燃焼器に対する燃料の流量、圧縮機の吐出圧力及び圧縮機の吐出温度に比例する信号を発生する手段を持つ様なガスタービン機関に使う温度表示装置に於て、下記の式

$$T_s = k_1 + k_2 T_g + k_3 \left( \frac{W_f}{P_{g3} A_4} \right) k_4$$

但し  $T_s$  はタービンの入口に於けるガスの全温度、 $T_g$  は燃焼器の入口に於けるガスの全温度、 $W_f$  は燃焼器に対する燃料の重量流量、 $P_{g3}$  は燃焼器の入口に於ける静圧、 $A_4$  はタービンの入口の流れ断面積、 $k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$  及び  $k_4$  は一定の係数

に従つて、タービンの入口に於ける温度を正確に表わす信号を発生する手段を有する温度表示装置。

2) 特許請求の範囲1)に記載した温度表示装置に於て、ガスタービン機関がタービンの可

変動機の入口を持ち、温度表示装置が、前記タービンの入口の流れ断面積に比例する信号を発生する手段を含む温度表示装置。

3) 特許請求の範囲1)に記載した温度表示装置に於て、前記式の  $k_1$  の値が略ゼロに等しい温度表示装置。

4) 特許請求の範囲1)に記載した温度表示装置に於て、前記式の  $k_2$  の値が略1.0に等しい温度表示装置。

5) 特許請求の範囲1)に記載した温度表示装置に於て、前記式の  $k_3$  の値が略1.287に等しい温度表示装置。

6) 特許請求の範囲1)に記載した温度表示装置に於て、機関の所定の設計に対し、或る範囲の運転状態に適用する時、定数  $k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$  及び  $k_4$  が一定である温度表示装置。

7) 特許請求の範囲1)に記載した温度表示装置に於て、前記信号を発生する手段が、燃焼器に対する燃料の流量、圧縮機の吐出圧力及び圧縮機の吐出温度を夫々感知する個別の感知装置を

有する温度表示装置。

8) 特許請求の範囲1)に記載した温度表示装置に於て、圧縮機の吐出温度に比例する信号を発生する手段が、圧縮機の入口温度及び圧縮機の速度のパラメータを使つて計算する温度表示装置。

9) 特許請求の範囲1)に記載した温度表示装置に於て、圧縮機の吐出温度に比例する信号を発生する手段が、圧縮機の入口温度、圧縮機の吐出圧力及び圧縮機の入口圧力を感知する手段と、その関数として圧縮機の吐出温度を計算する手段とを含んでいる温度表示装置。

10) 圧縮機、燃焼器及びタービンを持つガスタービン機関に用いる温度感知装置に於て、燃焼器に対する燃料の重量流量に比例する信号  $W_f$  を発生する手段と、燃焼器に入る空気の温度に比例する信号  $T_2$  を発生する手段と、燃焼器に入る空気の静圧に比例する信号  $P_{02}$  を発生する手段と、下記の式

$$T_4 = k_1 + k_2 T_2 + k_3 \left( \frac{W_f}{P_{02} A_4} \right)^{k_4}$$

装置で構成されている温度感知装置。

15) 特許請求の範囲10)に記載した温度感知装置に於て、信号  $T_2$  を発生する手段が、圧縮機の入口温度及び圧縮機の速度の両方を感知する手段と、その関数として信号  $T_2$  を計算する手段とを含んでいる温度感知装置。

16) 特許請求の範囲10)に記載した温度感知装置に於て、信号  $T_2$  を発生する手段が、圧縮機の入口温度、圧縮機の吐出圧力及び圧縮機の入口圧力を個別に感知する手段と、その関数として信号  $T_2$  を計算する手段とで構成されている温度感知装置。

17) 特許請求の範囲10)に記載した温度感知装置に於て、前記信号を加える手段が、 $W_f/P_{02}$  の比の関数として信号を発生する関数発生器を含んでいる温度感知装置。

18) 圧縮機、燃焼器及びタービンを持つガスタービン機関でタービンの入口温度を計算する方法に於て、圧縮機の吐出圧力、圧縮機の吐出温度及び燃焼器に対する燃料の流量に夫々比例する

但し  $T_4$  はタービンの入口に於けるガスの全温度、 $A_4$  はタービンの入口の流れ断面積、 $k_1, k_2, k_3$  及び  $k_4$  は一定の係数

に従つて、タービンの入口の温度の正確な表示を発生する様に前記信号を用いる手段とを有する温度感知装置。

11) 特許請求の範囲10)に記載した温度感知装置に於て、前記ガスタービン機関が可変面積のタービン入口を持ち、温度感知装置が、タービンの入口の流れ断面積に比例する信号  $A_4$  を発生する手段と、該信号を前記式に加える手段とを有する温度感知装置。

12) 特許請求の範囲10)に記載した温度感知装置に於て、信号  $W_f$  を発生する手段が感知装置で構成されている温度感知装置。

13) 特許請求の範囲10)に記載した温度感知装置に於て、信号  $T_2$  を発生する手段が感知装置で構成されている温度感知装置。

14) 特許請求の範囲10)に記載した温度感知装置に於て、信号  $P_{02}$  を発生する手段が感知

信号を発生し、下記の式

$$T_4 = k_1 + k_2 T_2 + k_3 \left( \frac{W_f}{P_{02} A_4} \right)^{k_4}$$

但し  $T_4$  はタービンの入口に於けるガスの全温度、 $T_2$  は燃焼器の入口に於けるガスの全温度、 $W_f$  は燃焼器に対する燃料の重量流量、 $P_{02}$  は燃焼器の入口に於ける静圧、 $A_4$  はタービンの入口の流れ断面積、 $k_1, k_2, k_3$  及び  $k_4$  は一定の係数

に従つてタービンの入口温度の表示を発生する様に前記信号を用いる工程から成る方法。

19) 特許請求の範囲18)に記載したタービンの入口温度を計算する方法に於て、ガスタービン機関が可変面積のタービン入口を持ち、更に、タービンの入口の面積に比例する信号を発生し、該信号を前記式に加える工程を含む方法。

20) 圧縮機、燃焼器、タービン、及び絞り位置に於て燃焼器に燃料を通過させる燃料装置を持つガスタービン機関で、タービンの入口に於ける最大温度を制限する装置に於て、圧縮機の

吐出圧力、圧縮機の吐出温度及び燃焼器に対する燃料の流量に夫々比例する信号を発生する手段と、下記の式

$$T_4 = k_1 + k_2 T_3 + k_3 \left( \frac{W_f}{P_{03} A_4} \right) k_4$$

但し、 $T_4$  はタービンの入口に於けるガスの全温度、 $T_3$  は燃焼器の入口に於けるガスの全温度、 $W_f$  は燃焼器に対する燃料の質量流量、 $P_{03}$  は燃焼器の入口に於ける静圧、 $A_4$  はタービンの入口の流れ断面積、 $k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$  及び  $k_4$  は一定の係数

に従つてタービンの入口に於ける温度の表示を発生する様に前記信号を用いる手段と、前記温度表示を予定の温度限界と比較して誤差信号を発生する手段と、前記温度表示が前記予定の温度限界を越えた時、燃焼器に対する燃料の流量を減少する手段とを有する装置。

と発明の詳細な説明

この発明は一般にガスタービン機関、更に具体的に云えば、その温度表示手段に関する。

号に記載されている。この場合、感知されたパラメータを反復形計算ループに印加し、タービン入口温度を計算する。広い動作範囲にわたつて妥当な精度を達成する為、機関の相異なる運転様式では、計算を変更する。然し、タービン入口温度を感知し又は計算する主な目的が、定格タービン温度又はそれに近い温度にタービン温度を制御することであるから、広い動作範囲にわたつて妥当な精度を維持することは必要ではなく、定格タービン温度に近いタービン入口温度を出来るだけ簡単に且つ正確に計算することが望ましい。

簡単に云うと、この発明の一面では、機関の或る動作パラメータを感知し、定数を含む公式に加える。特定の機関のサイクル・デツキに反復過程を適用することにより、特定の設計の機関に対してこれらの定数が計算される。こういう仮定をすることにより、高温での動作レベルで、実際の平均タービン入口温度の非常に正確な表示が得られる。

この発明の別の面として、機関の感知するパ

ラメータは、燃焼器の入口温度、圧縮機の入口圧力、燃焼器に対する燃料の流量、及びタービンの入口の流れ断面積である。更に、燃焼器の効率が一定であり、タービン・ダイヤフラム区域が閉塞状態動作状態で動作していると仮定する。次に、反復過程を使つて特定の設計の機関に対する定数を計算し、特定の公式を適用する。

高性能のガスタービン機関では、タービン部分の羽根の高温耐力に見合う範囲で、この温度を最高レベルに制御し、タービン部分の寿命を最大にしながら、機関の性能を最高にするのが共通の目的である。タービン部分の羽根に使われる改良された合金の開発により、タービンの入口温度は、制御の目的のためにこのパラメータを直接的に側定することが現在の温度感知装置の及ばない点にまで高くなつた。従来、機関の他の動作パラメータの相関性によつてタービン入口温度信号を発生する表示装置により、このパラメータが間接的に側定されていた。

この1つの方式が米国特許第3,778,488

ラメータは、燃焼器の入口温度、圧縮機の入口圧力、燃焼器に対する燃料の流量、及びタービンの入口の流れ断面積である。更に、燃焼器の効率が一定であり、タービン・ダイヤフラム区域が閉塞状態動作状態で動作していると仮定する。次に、反復過程を使つて特定の設計の機関に対する定数を計算し、特定の公式を適用する。

この発明の別の面として、燃料の流量を燃焼器の入口圧力とタービンの入口面積との積で除し、一定の指数をかけることによつてこの比から効力関数を取り出す。この関数が式全体を簡単にし、関心が持たれる特定の範囲で一層精度のよいものにする。

この発明の別の面として、所定の公式が圧縮機の吐出温度を経験定数掛算器及び経減定数が算器に加える。これらの定数は反復過程を使うことによつて特定の設計の機関に対して計算される。

以下この発明の好ましい実施例並びにその変形を図面について説明するが、この発明の範囲内で種々の変更が可能であることを承知されたい。

第1図には、この発明の要部10をターボファン機関11の制御構造に用いた場合が示してある。機関11はコア・エンジン12を持ち、これが流れに対して直列に圧縮機13、燃焼器14及び高圧タービン16を持つてゐる。圧縮機13がコア回転子17によつて高圧タービン16に駆動接続され、圧縮機の入口18から比較的低下の低温を空気を受取り、圧縮機の吐出箇所19に高い圧力及び温度で空気を吐出する様に動作する。この時燃料制御装置21が、燃焼器14に燃料を選択的に噴射して、高圧タービン16に入る前に温度並びに圧力を更に高める様に作用する。高圧タービン16を通過した後、ガスが低圧タービン22を通過し、ノズル23から出て行く。低圧タービン22が相互接続用の低圧軸26を介してファン24を駆動する。

この発明では、燃焼器14を出て高圧タービン16に入るガスの温度を計算し、必要な場合、燃焼器14に対する燃料の流量を減らす様に燃料制御装置21を調整することにより、このガスの

$$T_4 = T_3 + \frac{W_f \sqrt{T_4}}{P_{03} A_4 [f(N)] O_p} (q_h \eta_{CB} - N_{B_4}) \quad (2)$$

こゝで  $P_{03}$  は燃焼器14の入口又は圧縮機の吐出箇所19に於ける静圧、 $A_4$  はタービン16に対する入口の流れ断面積、 $f(N)$  は回転子速度に調整関数を持つ、式の全てのパラメータの組合せである。

機関の動力レベルが飛行時のアイドリング状態より高い場合、高圧タービンのダイヤフラム区域は、圧力比が閉塞流に必要を以上になるので、閉塞状態になる。従つて、ガスの性質が温度並びに燃料/空気比と共に変化するが、式(2)の因子  $f(N)$  は略一定と考へてよく、従つてこれを係数  $K$  に変える。

更に式(2)中の項  $(q_h \eta_{CB} - N_{B_4})$  は、燃焼器の効率  $\eta_{CB}$  が事実上一定である現在の大形ターボファン機関では、殆んどもつぱら  $T_4$  の関数であることが判つた。関心が持たれる温度範囲(設計上の  $T_4$  限界温度が  $-300^\circ\text{F}$  ( $-184^\circ\text{C}$ ) 乃至  $+1000^\circ\text{F}$  ( $538^\circ\text{C}$ )) では、項  $(q_h \eta_{CB} -$

特開昭54-90409(4)  
温度を予定の定格タービン温度に調整する。即ち、装置は、機関の感知し易い動作パラメータを利用することにより、タービン16の入口に於けるガス温度  $T_4$  を表示する様に設計されている。これらのパラメータや、その使い方を説明する前に、機関の燃焼器に対するエンタルピー-万程式に基づく式を導き出すと、次の通りになる。

$$O_p W(\text{空気})(T_4 - T_3) = (q_h \eta_{CB} - N_{B_4}) \cdot W_f \quad (1)$$

こゝで  $O_p$  は一定圧力に於ける空気の比熱、 $W(\text{空気})$  は燃焼器14を通る空気の重量流量、 $T_4$  はタービン16の入口に於けるガスの全温度又は停滞温度、 $T_3$  は燃焼器14の入口に於ける空気の全温度又は停滞温度、 $q_h$  は燃料の発熱量(英国熱単位/ポンド)、 $\eta_{CB}$  は燃焼器14の燃焼効率、 $N_{B_4}$  は燃焼損失、即ち、燃焼器に於ける燃料のエンタルピー変化、 $W_f$  は制御装置21から燃焼器に入る燃料の重量流量である。

米国特許第3377848号に記載される係数他の代表的なパラメータを代入して、式(1)を置き替えると次の様になる。

$$-N_{B_4}) \text{ は次の様に } T_4 \text{ の指数関数で表わされる。} \\ (q_h \eta_{CB} - N_{B_4}) = k(T_4)^{-0.213} \quad (3)$$

$f(N)$  を定数  $K$  に変え、式(3)を式(2)に代入すると

$$T_4 = T_3 + \frac{W_f (T_4)^{0.287}}{O_p K P_{03} A_4} \quad (4)$$

希望する様な高い精度を得る為には、上に述べた2つの近似は機関の限られた動作範囲にしか成立しないことに注意すべきである。即ち、前に述べた様に設計上の限界温度に近い範囲である。

精度を最高にしようとする場合、 $T_4$  のこの様な高いレベルでは、別の近似を行なうことが出来、それは項  $(T_4)^{0.287}$  を燃料/空気パラメータによつて次の様に近似することである。

$$(T_4)^{0.287} = \left( k \frac{W_f}{P_{03} A_4} \right)^{0.287} \quad (5)$$

この近似は  $T_4$  に対する  $T_3$  の寄与分を無視している(高い動力の時、 $T_3$  はタービン機関では僅かしか変化しない)が、経験的な方法を使うことにより、この近似や理論的な導き出し方で使

われ他近の近似を組合せることが出来る。この様な経験的な補償により、式(2)の項  $0_p$  を定数として扱うことが出来る。この様な経験的な操作を加え、式(5)を代入すると、式(4)は次の様に最終的に書くことが出来る。

$$T_4 = k_1 + k_2 T_3 + k_3 \left( \frac{W_F}{P_{03} A_4} \right) k_4 \quad (6)$$

ここで  $T_4$  はタービン14の入口に於けるガスの全温度又は停滞温度、 $T_3$  は燃焼器14の入口に於けるガスの全温度又は停滞温度、 $W_F$  は制御装置21から燃焼器に対する燃料の重量流量、 $P_{03}$  は燃焼器14の入口又は圧縮機の吐出箇所19に於ける静圧、 $A_4$  はタービン14の入口の流れ断面積、 $k_1, k_2, k_3$  及び  $k_4$  は特定の設計の機関で経験的に決定される一定の係数である。

この経験式(6)の係数  $k_1, k_2, k_3, k_4$  は、熱力学の関係を適用し、且つ特定の設計の機関の部品の正確な数学的なモデルを使うことによつて、経験的に定められる。これらの係数の最初の値は次の様な観点から見換えることが出来る。 $k_1$  は当然

$T_4$  に比べて非常に小さく、半経験的な式(6)が、 $k_1 = 0$  及び  $k_2 = 1.0$  とした初めの式からの偏差がごく僅かである為、 $k_2$  は1.0に近い。式(6)の燃料/空気のパラメータの指数が1である為、 $k_3$  は1.287に近い。式(5)を代入する時、燃料/空気のパラメータの項の1.287乗を乗ずる。 $k_1, k_2$  及び  $k_3$  を見換つて、(数学的なモデルを使つて)機関のサイタル・バランスを1回解けば、計算の最初の見積りが直接的に得られる。

特定の設計の機関に対する式(6)の係数を決める最終的な工程は、試行錯誤方式により、係数を僅かだけ変えて、一層正確な結果を得ることである。この為、数学的なモデルを使つて、 $T_4$  が機関を制御する目的にとつて関心が持たれる位に高く、且つ  $W_F, P_{03}, A_4$  (これが可変である場合) 及び  $T_3$  の全範囲の数値を標準化する場合は機関の多数の運転状態を模擬する。選ばれた各々の運転状態に対し、 $W_F, P_{03}, A_4$  (使う場合) 及び  $T_3$  のモデルの数値を式(6)に入れ、係数の試行値を使つて、 $T_4$  の値を計算し、次にその値を対

応する場合の  $T_4$  のモデル値と比較する。偏差が大き過ぎて受入れることが出来ない場合、1つ又は更に多くの係数を変えることが出来る。新しい比較の為、この式による  $T_4$  の計算を繰返すことが出来る。所望の精度が得られるまで、この過程を繰返す。こうして得られた係数はその特定の設計の機関に使つて、関心が持たれる動作範囲で所望の精度を挙げる事が出来る。

特定の設計の機関に対して式(6)を作成した後、機関のパラメータを感知し、計算した係数を使つて、特定の運転状態に対する  $T_4$  の値の正確な表示を求めるのは簡単なことである。

第1図に戻つて説明すると、パラメータ  $W_F, P_{03}$  及び  $T_3$  が夫々感知装置27, 28, 29によつて決定される。主燃料流量感知装置27は代表的な線31によつて燃料制御装置21と連絡しており、 $W_F$  を渡す信号を発生する。ODP(圧縮機吐出圧力)感知装置28及びODT(圧縮機吐出温度)感知装置29が線30, 35を介して圧縮機の吐出箇所19と連絡し、夫々  $P_{03}$  及び  $T_3$

を渡す信号を発生する。信号  $W_F$  及び信号  $P_{03}$  が計算回路32に送られて  $W_F/P_{03}$  比信号を発生し、これが関数発生器33に送られる。この関数発生器は、機械的なカム又は電気的な関数発生器であつてよいが、前に述べた様に計算された係数を使つて、関数  $\left( \frac{W_F}{A_4 P_{03}} \right) = k_3 \left( \frac{W_F}{A_4 P_{03}} \right) k_4$  を発生する様に作用する。こうして得られた信号が加算器34に送られ、他の信号と組合される。

信号  $T_3$  が加算器36に送られ、そこで係数  $k_2$  を乗じ得られた信号を線37を介して加算器34に送る。3番目の信号の内、 $k_1$  は信号  $k_2$  と同じく、前に述べた様に計算するが、これも加算器34に送られる。こうして得られた信号  $T_4$  は、式(6)を使つて計算されたタービン入口温度の正確な表示になる。この信号  $T_4$  を記録装置又は電子式表示装置の様な読出装置40に送ることが出来、且つ線38から送出して、機関の動作温度を制御することが出来る。

第1図の下側部分について説明すると、視微の通常速度制御部分が関数発生器39を含むこと

が示されている。この発生器は、感知装置41からコア・エンジン入口温度 $T_1$ 、線42から動力で角度(動力要求)信号(PLA)を受取り、計画信号を発生し、この計画信号が線43を介して加算器44に送られる。同時に、実際の機関速度が感知装置46によつて決定され、この感知装置がそれを表わす信号を線47を介して加算器44に送る。正の計画信号及び負の実速度信号が加算器44で組合され、その結果得られた信号が線48を介して加算器49に送られる。加算器49は次の様に速度制限作用を持つている。計算された信号 $T_c$ が線58を介して加算器51に送られ、そこで基準 $T$ 、最大温度又は $T$ (限界)から差引かれる。その差を表わす信号が、線52を介して選択器53に送られ、この選択器がこの信号をゼロ定数信号と比較する。計算温度 $T_c$ が $T$ (限界)信号より高ければ、負の調整信号が選択器53から線54を介して積分器56に送られ、積分された調整信号が加算器49に加えられ、線58を介して燃料制御装置21に送られる信号を減少し、

合、信号 $W_2$ 及び $P_{02}$ を感知し、前と同じ様に割算器32でその比を出す。然し、タービン面積 $A_t$ を関数発生器33で入れる代りに、タービン面積感知装置68及び割算器64を設けて、この要数を式に入れる。回路の他の部分は、第1図に示すものと同じである。

第1図の実施例の別の変更は、感知装置29を使わずに、信号 $T_c$ を計算する回路を追加することである。第4図及び第5図はこの2つのやり方を示す。第4図の実施例では、コア・エンジンの入口温度 $T_1$ 及びコア速度 $N$ を夫々感知装置41、67で感知し、関数発生器68によつて関数 $\theta(\frac{N}{\theta_1})$ を発生する。ここで $\theta_1$ は補正温度である。その結果が線69を介して掛算器71に送られ、そこで信号 $T_c$ を乗じて計算信号 $T_c$ を求める。この信号を感知信号 $T_c$ を印加したのと同様に、第1図の掛算器36に印加することが出来る。

第5図の実施例では、コア・エンジンの入口

こうして温度 $T_c$ を $T$ (限界)の選ばれた値に制限するのに必要な様に、燃料入力及びrpmを減少する。

上に述べた様に計算した信号 $T_c$ を使う別の方法は、第2図に示す様に、機関の動力の設定である。関数発生器59が動力で角度信号(PLA)を受取り、その関数として計画信号 $T_c$ を発生する。この計画信号 $T_c$ が加算器61で計算信号 $T_c$ と比較され、その結果得られた信号が線62を介して燃料制御装置21に送られ、それに応じて燃料の流量を調節する。第2図に示す様な機関の動力を制御する他に、計算信号 $T_c$ は同じ様に他の機関パラメータと共に加えて、多変数機関を制御することが出来る。更に、第1図の実施例で $T$ (限界)を使つたのと同じ様に、燃料制御装置の限界パラメータとして機関のrpmを使うことが出来る。

$T_c$ の計算値を求めようとする特定の機関が可変面積高圧タービンを持つ場合、その計算は第3図の別の実施例に示す様に変更される。この場

温度 $T_c$ を感知装置41で感知し、更に第1図の実施例の感知装置28からの $P_{02}$ を使う。3番目のパラメータはコア・エンジンの入口圧力 $P_2$ であり、これは感知装置72によつて感知される。信号 $P_{02}$ 及び $P_2$ が割算器73に送られ、比 $P_{02}/P_2$ を関数発生器74に送ると、これがこの比の計画関数を発生する。その結果が掛算器76に送られ、そこで信号 $T_c$ を乗じて、計算信号 $T_c$ にする。

この発明は、以上説明した様に、タービンの入口温度を決定する為にタービンの排気温度を使う特徴と異なり、動力の抽出部の実効や温度が漸次変わる問題の影響を受けない。更に、好ましい実施例の要部の精度は、タービンの冷却流、タービン効率又は圧縮機効率の変化によつて影響を受けない。最後に、従来の方式の反復ループを除去したことにより、要部は一種簡単で正確になり、動的な応答が改善され、その計算はデジタル制御装置に使うのに一層適したものになる。

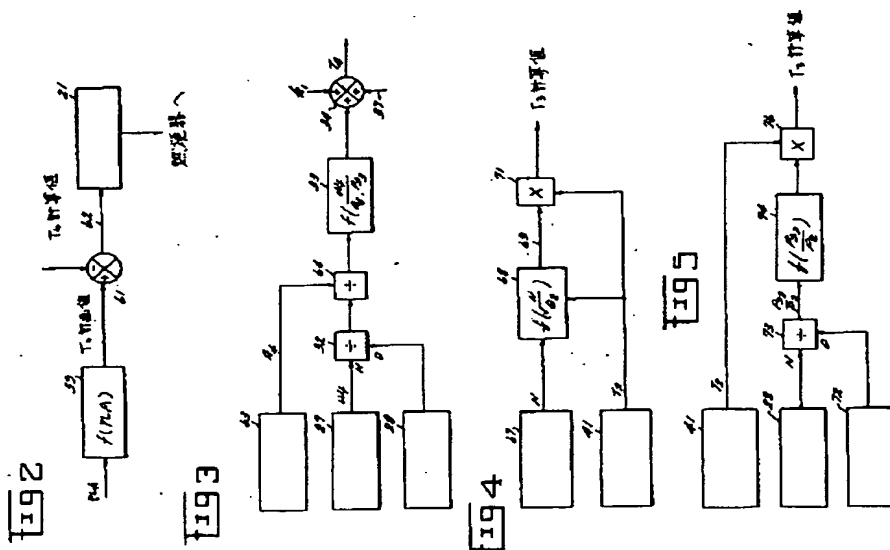
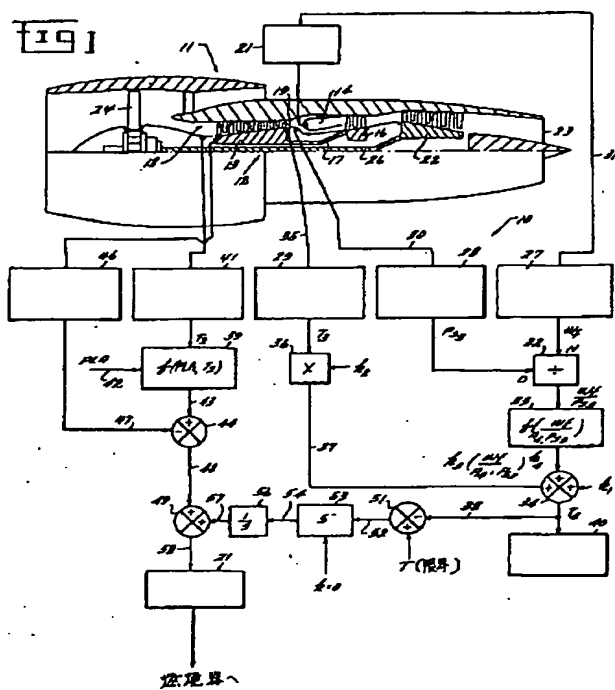
4図面の簡単な説明

第1図はターボファン機関に適用した好ましい実施例の略図、第2図は後述動力を設定する為に用いた場合を示すタービン入口温度計算部分の略図、第3図はタービン入口温度計算部分の変形を示す略図、第4図及び第5図は圧縮機吐出温度パラメータを求める別々の方法を示す略図である。

主な符号の説明

- 13 : 圧 縮 機
- 14 : 燃 焼 器
- 16 : タービン
- 27, 28, 29 : 感知装置
- 32 : 割 算 器
- 33 : 関数発生機
- 34 : 加 算 器
- 36 : 掛 算 符

特許出願人ゼネラル・エレクトリック株式会社  
代理人 (7630) 生 田 隆 二





第一回の国名	第一回の出願日	出願番号
アメリカ合衆国	1975年10月30日	第519289号
主 張	年 月 日	第 号
	19 年 月 日	第 号



① 日本国特許庁

## 公開特許公報

(Y 4,000)

特 許 願 (特許法第38条ただし書  
の規定による特許出願)

特許庁長官 殿

昭和 50 年 10 月 30 日

### 1. 発明の名称

ガスタービンを運転する方法  
及びタービン装置

### 2. 特許請求の範囲に記載された発明の数

3

### 3. 発明者

居 所

追て補充致します

氏 名

(ほか 名)

### 4. 特許出願人

住 所

アメリカ合衆国ニュー ジャージー州マーレイ  
ヒル、マウンテン アベニュー 430

名 称

エンゲルハート、ミネラルズ、アンド、ケミカルズ、  
コーポレーション

(代表者)

国 籍

アメリカ合衆国

10.31

(ほか 名)

### 5. 代理人

居 所

〒100 東京都千代田区大手町二丁目2番1号  
新 大 手 町 ビ ル デ ィ ン グ 3 3 1  
電 話 (211) 3 6 5 1 (代 表)

氏 名

(6669) 弁護士 浅 村 皓

(ほか 3 名)

方式  
番 査 ⑤ 50-130932

明 細 書

### 1. 発明の名称

ガスタービンを運転する方法及びタービン装置

### 2. 特許請求の範囲

(1) ガスタービンの燃料所要量または燃焼空気温度に変動の起こる運転時間中、炭素質燃料を燃焼させることによつて前記ガスタービンを運転する方法にして、

(a) 前記燃料及び前記燃焼空気の親密な混合物を形成し、

(b) その間、前記混合物の断熱炎温度を前記変動にかかわらず、約1371℃(2500°F)乃至約1816℃(3300°F)の範囲内の予め選択された値に近く維持するのに、前記混合物中の前記燃料対前記燃焼空気の比を制御し、

(c) 前記混合物を燃焼域へ導入して、同域内で燃焼が同域内に燃焼生成物の生成を伴つて進められるようにし、

(d) このように生成された燃焼生成物と前記混合物とを混合して前記混合物を前記燃焼域内で同

①特開昭 51-98414

③公開日 昭51.(1976) 8.30

②特願昭 50-130932

②出願日 昭50.(1975)10.30

審査請求 未請求 (全13頁)

庁内整理番号

6620 JJ

6620 JJ

⑤日本分類

F1B7  
F1B76

⑥Int.Cl<sup>2</sup>

F02C 3/20  
F02C P/02

混合物の瞬間自動点火温度よりも高くし、こうすることによつて高い熱エネルギーの燃焼生成物の生成を維持するのに前記混合物中の前記燃料を前記断熱炎温度に近い温度に於いて本質的に断熱状態の下で熱により燃焼させ、かつ

(a) それと同時に前記燃焼域から燃焼生成物を除去して同燃焼生成物を作動流体として前記タービンへ通す順序を経ることを特徴とする、ガスタービンを運転する方法。

(2) ガスタービンの燃料所要量または燃焼空気温度に変動の起こる運転時間中、炭素質燃料を燃焼させることによつて前記ガスタービンを運転する方法にして、

(a) 前記燃料及び前記燃焼空気の親密な混合物を形成し、

(b) その間、前記混合物の断熱炎温度を前記変動にかかわらず、約1371℃(2500°F)乃至約1816℃(3300°F)の範囲内の予め選択された値に近く維持するのに、前記混合物中の前記燃料対前記燃焼空気の比を制御し、



(c) 前記混合物を燃焼域へ導入して、同域内で燃焼が同域内に燃焼生成物の生成を伴つて進められるようにし、

(d) このように生成された燃焼生成物と前記混合物を混合して前記混合物を前記燃焼域内で同混合物の瞬間自動点火温度よりも高くし、こうすることによつて高い熱エネルギーの燃焼生成物の生成を維持するのに前記混合物中の前記燃料を前記断熱炎温度に近い温度に於いて本質的に断熱状態の下で熱により燃焼させ、

(e) それと同時に前記燃焼域から燃焼生成物を除去し、かつこのように除去された燃焼生成物と添加空気を併合させて実質的に冷たい廃棄ガスを形成し、かつ

(f) 前記廃棄ガスを作動媒体として前記タービンへ通し、前記廃棄ガス中の前記添加空気の量が前記燃料所要量の変動にตอบสนองして前記燃料と混合された前記燃焼空気の量の変動に逆比例して変えられ、従つて前記燃料と混合される前記燃焼空気の量が増加すれば前記添加空気の量が減りかつ前記ター

3

(g) 前記燃焼廃ガスを前記タービンへ供給するための装置

を有することを特徴とするタービン装置。

#### 3 発明の詳細な説明

本発明は燃焼空気と親密に混合している炭素質燃料の持続する断熱熱燃焼をタービン装置に於いて達成するための方法及び装置に係る。本明細書に使用される熱燃焼なる用語は触媒の介助なしに進められる均質な燃焼反応を意味すると理解される。この燃焼は、選択的に制御された燃料対空気に比を利用して、燃料空気混合物の瞬間自動点火温度よりも実質的に高いけれども、窒素酸化物の実質的な生成を来すことになる温度よりも低いのが好ましい近似的に一定の燃焼温度を得ることによつて、達成される。次に、選択的に制御された添加空気が燃料空気混合物の燃焼の結果生ずる生成物即ち廃ガスと併合されることが出来る。この廃ガスは高い熱エネルギー及び典型的には低い窒素酸化物含量を有することによつて特徴づけられる。本発明の方法及び装置は従つて、タービンの運転

ピンの動力出力が増すこととなるようにする順序を経ることを特徴とする、ガスタービンを運転する方法。

(3) タービン装置にして、

(a) ガスタービン、

(b) 空気圧縮機、

(c) 燃料を受けて燃料と圧搾空気の親密な混合物を準備するのに前記圧縮機へ連通された混合域、

(d) 前記混合域によつて受けられる圧搾空気の流量及び温度を測定するための一定計量兼温度感知装置、

(e) 前記タービンの所要動力によつてかつ燃料対前記圧搾空気の制御された比を付与するのに必要な圧搾空気の量によつて決められた量の燃料を前記混合域へ送出するように前記一定計量兼温度感知装置と連通していて前記タービンの前記所要動力にตอบสนอง可能な調整兼送出装置、

(f) 高い熱エネルギーの燃焼廃ガスを準備するのに、前記混合域から前記の親密な混合物を受け、燃焼させるための燃焼装置、及び

4

効率を高めかつタービン装置の作動に速やかにตอบสนองして大気汚染物質を比較的少くする。

断熱熱燃焼装置は、実用的見地から、比較的低い熱損失を有し、従つてこのような装置の燃焼域から放出される実質的に燃焼後の熱は動力を発生するための熱エネルギーとして廃ガスに現れる。一般に在来の断熱熱燃焼装置は燃料及び空気を可燃割合にして、点火直と接触させて、混合体に同混合体が次いで燃焼し続けることになるように点火することによつて作動する。しばしば、燃料及び空気は化学量論的割合にされて存在する。これらの在来装置は普通に燃焼域に於いて窒素酸化物即ち $\text{NO}_x$ を生成するような高い温度に於いて作動する。

タービン装置に採用される多くの熱燃焼装置は空気及び燃料を予め混合することなしに燃焼域へ個別に注入することを利用している。このような燃焼装置はしばしば、一定の形状寸法の燃焼装置空気入口を有して、入口空気の予め決められた部分が一次域即ち燃焼域へ進入しかつ残りが二次域

即ち希釈域へ進入する。なっている。こうすれば、燃焼装置へ通る燃料流量を調節し従つてタービン入口へ通る燃焼ガスの温度及び最後にはタービン出力を変えることによつてタービン出力が変えられる。

在来の燃焼装置は燃焼効率が低いのでしばしば多量の汚染物質を生成する。既述された型式の燃焼装置では、燃料送出装置が普通は燃焼装置の作動範囲の値かな部分に亘つてしか燃料を最適に送出さないように設計されることが出来る。最も効率良く作動できる範囲がこのように狭いことにある作動状態に於いて高度に $\text{NO}_x$ 、未燃焼炭化水素、すすなどを生成させ勝ちである。例えば、空転状態に於いて、燃料流量は燃料ノズルに於ける燃料の圧力が低いので、微粒化が不適正になるように少いことがあり、更にまた、割合空気が燃料比は出力が減つた時には何時でもその後短時間に亘つて空気流量が一定のまま燃料流量だけが減らされるので燃焼域に於いて比較的高くなり勝ちである。この過剰な空気は過早冷却をもたらして $\text{NO}_x$ 、

炭物質の排出を多くすることになる。提唱されているのは一次域即ち燃焼域を一定の燃料空気比に於いて、即ち化学量的比付近で作動させるのに変化可能な形状寸法の燃焼装置を使用することによつてこの問題を總べてのタービン運転状態に於いて解決することである。これは炭化水素及び一酸化炭素の問題を解決するけれども、 $\text{NO}_x$ の問題を目あてにさえしない。 $\text{NO}_x$ は断熱燃焼装置に於いてほぼ化学量論的な燃料空気比の場合に必ず到達する比較的高い温度に於いて生成される。従つて、ほぼ化学量論的な燃料空気比を維持するのに単に燃焼装置の形状寸法を変えるだけでは $\text{NO}_x$ の生成は避けられないことになる。更にまた、一定の燃料空気比に於いて燃焼温度は燃焼装置への入口に於ける空気の温度の変動するに従つて変動することになり、従つて一定ではない。

ほとんどの燃料の可燃混合体は完全燃焼するのに、普通には比較的高い温度即ち約 $1,816^\circ\text{C}$  ( $3300^\circ\text{F}$ )を超える温度に於いて燃焼して、本質的には実質的な量の $\text{NO}_x$ を生成することにな

特開昭51-98414 (3)  
未燃焼炭化水素などを生成する。最適設計限度を超える作動に対して、燃焼域は少くともある不調のあたりで燃料に過剰に富んで作動し勝ちであり、その結果として未燃焼燃料小滴がコースにされてすすになりかつ希釈域に於いて冷却して多量の $\text{NO}_x$ 、すす、及び未燃焼炭化水素を放出し、例えば多くの営業用航空機は離陸したらこのような状態で運転される。

在来燃焼装置内の燃料対空気比を制御する試みがなされている。然し、このような試みはエンジンにかかる負荷及びその他の運転状態の変動に回答して低放出燃焼を維持する問題をまだ満足には解決していない。燃料を近似的に化学量論的割合にして空気中で燃焼する一定の形状寸法の在来燃焼装置では、燃焼装置ライナの孔パターンが普通にはほぼ全負荷に於いて一次域即ち燃焼域の最善の作動可能に設計されている。此述の如く、このような装置では、割合燃料空気比が軽負荷の際に、または空転の際に減少して、燃焼域内の混合体を燃料に乏しくし、その結果燃焼効率を下げかつ汚

る。在来のガスタービン用燃焼装置の場合には、 $\text{NO}_x$ の生成は燃焼域内に於ける燃焼生成物の滞留時間を制限することによつて減らされている。然し、多量のガスが処理されるために望ましくない量の $\text{NO}_x$ が生成される。多くの在来燃焼装置は同装置へ燃料を燃焼に使用される空気とは別個に小滴の形で注入することによつて低汚染運転に重大な不利を与える。このような装置は燃料に非常に乏しい燃焼を実質的に排除する。その結果として、小滴境界の燃焼温度は燃料及び空気の化学量論的混合体の理論的断熱炎温度に近似することになり、この温度が実質的に $1816^\circ\text{C}$  ( $3300^\circ\text{F}$ )を超えかつ典型的には $1204^\circ\text{C}$  ( $4000^\circ\text{F}$ )を上回ることになる。従つて、たとえ燃焼装置内の割合温度が非常に低くて $\text{NO}_x$ を生成するのに足るだけ高くなくても、小滴表面付近の温度は典型的には $\text{NO}_x$ を生成するのに必要な温度を上回ることになる。従つて $\text{NO}_x$ は生成されて燃焼装置燃焼ガス中に存在する。

広義には、本発明に於いて吸込空気は圧搾され

かつその圧搾された●の少くとも一部分が炭素質燃料と親密に混和される。得られた混和物は次いで温度の制御された燃焼域即ち一次域へ通され、そこで同混和物は瞬間自動点火温度よりも高く、有利には約  $1371^{\circ}\text{C}$  ( $2500^{\circ}\text{F}$ ) 乃至  $1816^{\circ}\text{C}$  ( $3300^{\circ}\text{F}$ )、好ましくは約  $1577^{\circ}\text{C}$  ( $2800^{\circ}\text{F}$ ) 乃至  $1816^{\circ}\text{C}$  ( $3300^{\circ}\text{F}$ ) の範囲内の近似的一定の温度に於いて、タービンの運転中燃焼され、その間に燃焼域へ投入される燃料の量はタービンの所要動力にตอบสนองして変えられる。燃料対空気容積比は燃焼域へ進入するガス温度を考慮に入れて調節されて、混合体の燃焼温度または理論的断熱炎温度が燃料入力の広い範囲に亘つてほぼ一定のままであるようにされる。燃焼域から出る燃焼ガスは二次域に於いて、タービン装置へ投入された圧搾空気の残りの少くとも一部分、好ましくはほとんど併合される。ガスタービンから得られる動力は従つて、燃焼域へ通される燃料空気混合体の全容積及び燃焼燃焼ガスと併合される添加空気またはガス、即ちバイパス空気またはガ

11

更に詳しく説明すれば、本発明では吸入空気は圧縮機タービンによつて圧搾され、かつ圧搾空気は次いで少くとも2部分に配分されても構わず、その一部分は炭素質燃料と親密に混和されかつ好ましくは均質熱燃焼によつて熱燃焼されるように燃焼域へ導入されかつもう一部分はこのような燃焼の結果生ずる燃焼ガスと併合される。各部分の空気の相対量は調節可能でありかつ比例して相互に依存する。

燃焼空気混和物は種々のパラメータを測定しかつ燃料及び空気のこれらパラメータに左右されて決まる相互依存量を何か便宜な装置の採用によつて送出することによつて、ほぼ一定の理論的断熱炎温度に維持される。例えば、燃焼域への空気流量を同燃焼域への燃料流量に関連づけて調整する弁または分割装置、例えば熱電対及び空気流量制御弁と組合されたベンチュリメータまたは類似装置と連結された空気流量一定計量兼温度感知装置が与えられた吸入空気温度に対して燃料と混和されるべき空気の量を決定するのに使用されることが

特開昭51-98414(4)  
スの容積を調節することによつて、燃焼域内の温度を変えることなしに制御されることが出来る。このような調節はタービンへ進入するガスの温度を、従つて同タービンによつて発生させられる動力を調整する。燃焼装置燃焼ガス・バイパス空気混合体の温度は主として燃焼装置燃焼ガス及びバイパス空気の温度及び相対量に左右されるから、かつ燃焼温度は比較的一定のままであるから、異なる所要動力に対するガスタービン装置の迅速な応答を得ることが燃焼燃焼ガスと併合される添加空気即ちバイパス空気の量を変えることによつて可能である。更にまた、低いタービン入口温度に於いてさえ、低い燃焼温度は避けられることができる。従つて燃焼装置は可能な発炎によつて性能を阻害することのあるまた高含量の一酸化炭素及び炭化水素を有する燃焼ガスをもたらすこともある低い温度に於いて作動する必要が無い。同様に、約  $1816^{\circ}\text{C}$  ( $3300^{\circ}\text{F}$ ) を著るしく超える燃焼温度が避けられれば、燃焼中に有害酸化物が過度に生成されるのも避けられる。

12

できる。空気流量弁上の弁位置指示計と共に圧縮機速度指示計がベンチュリメータの代りに使用されることが出来る。燃料流量制御弁がタービンの所要動力に基いて燃料流量制御装置によつて調整される。燃焼装置への空気の流量は予め選択された燃焼温度を維持するのに、吸入空気温度の関数として燃焼装置への燃料の流量と関連づけられる。流量及び温度両感知器が空気の容積及び温度に関する信号を燃料流量制御装置へ送る。こうした信号にตอบสนองして、燃料流量制御装置はタービン装置へ通るべき空気の選択された量を燃料と混和されるように供給するのに空気流量制御弁を調節する。従つて燃焼域へ通る燃料の量が変わられた時に、同燃料と混和されるべき空気の量は予め選択された本質的に一定の温度を燃焼域内に維持するのに、比例して変えられる。この作動は、勿論、燃料の量が与えられた温度に於ける空気の量にตอบสนองして燃焼域へ通されるように設計される。

燃焼域へ導入される混和物中の燃料対空気の比は結局には燃焼域の所望される作動温度によつて

決められる。この作動は燃焼装置へ通される燃料空気混合物の理論的断熱炎温度によつて決められ、かつ従つて同装置内に収容された空気の初温度並びに燃料の量に左右される。

如何なるエンジンの運転に於いても負荷の様々な変動が起こる。例えば、タービンの出力速度の増減の必要となることがあり、従つて、燃料の所要量が増減する。更にまた、一定速度に於いてさえ負荷の変動することがある。

あるタービン用途、例えば自動車に於いて、タービン出力の増減は圧縮機速度の増減に帰着し、かつそれぞれ圧縮機によりタービン装置へ供給される空気の圧縮及び温度の増減に帰着する。与えられた燃料対空気容積比を有する混合物の理論的断熱炎温度は同混合物中の空気の温度に伴つて直接に変動することになる。従つて、例えば、タービンの所要動力が増大するに従つて、多くの相互関連制御の変動が起こらなければならず、タービン装置へ投入された空気はより高い温度にあることになり、同温度は補正されない限り、与えら

15

熱交換によつて得られる多少低いまたは高い温度にでもされることができ。便宜には、添加空気は約380℃(1000°F)と1149℃(2000°F)との間、好ましくは約260℃(500°F)乃至816℃(1500°F)の温度にある。従つて、燃焼廃ガスと併合される冷たい添加空気の量が多ければ多いほど、併合されたガス温度は益々低くなり、従つて作動流体としてタービン装置に使用された時に、併合されたガスから得られることのできる動力は益々少くなる。同様に、もしも採用される添加空気の量が減らされるならばタービンから得られる出力は増大される。タービン入口へ通される併合されたガスの温度は一般に約427℃(800°F)乃至1371℃(2500°F)であり、かつ好ましくはタービン効率を高めるのに、約893℃(1600°F)乃至1482℃(2700°F)である。併合された燃焼装置廃ガスバイパス空気混合物のエネルギーを燃料の増大された量に匹敵して増すための他の手段は燃焼域への空気の量及び燃焼廃ガスと併合されるべき添

17

特開昭51-98414(5)

れた燃料空気混合物の断熱炎温度を高くすることになる。更にまた、出力増加は燃料流量の増加を意味し、従つて全圧搾空気の燃焼装置へ向けられる部分は理論的断熱炎温度を近似的に一定に維持するのに増さなければならない。全圧搾空気のうちバイパスへ向けられる部分は併合された廃ガス添加空気混合物の温度の上昇するのを可能ならしめるのに減らされることになる。各空気流、即ち燃焼装置へ導入される空気及びバイパスへ向けられる空気の相対量は反対に変えられる。これらの相互依存変化は燃焼装置へ導入される燃料空気混合物を制御して、近似的に一定の理論的断熱炎温度を有するようにすることによつて、燃焼装置を近似的に一定の温度に維持する。

燃焼廃ガスは好ましくは添加される冷空気と併合されて同廃ガスを冷却しかつガスタービンに対する作動流体を所望される温度に準備する。この添加空気は如何なる便宜な温度にでも、例えば、空気が圧縮機を去る温度にでも、または例えば燃焼域とのまたはタービンからの排気ガスとの間接

16

加空気の量の双方を比例して増すことである。これは、圧縮機へ進入する空気の量を送出される燃料の量に関連づけて調整することのできるちよう形弁またはルーバ式しや断弁または類似装置の如き適当な空気流量制御装置の使用によつて達成されることができ。燃焼廃ガスは常にほぼ一定の温度にあることになり、かつ併合されたガスの温度は燃焼廃ガスの添加量が比例して増大される量の添加空気によつて冷却されるのでほぼ同一のままであることになる。大きい容積の併合されたガスが作られるから、得られる結果はタービンに一層大きい動力が利用可能なことである。

選択された用途、例えば、高温容量を有するタービンでは添加空気が皆無にされることができ。このような用途に於いてタービン入口温度は一定でありかつ本質的には燃焼温度である。このような用途に於いて、燃料は有利には空気圧縮機への入口に於いてまたは圧縮機そのものの内部に於いてさえ空気と混合されることができ。

圧縮機空気入口調整装置を利用する制御方法は、

18

タービン入口に於ける混合されたガスの温度が常に一定であることになり、従つて熱衝撃を受けないうちにタービンを保護しかつタービンが高低両負荷に於いて高い効率で運転されるのを可能ならしめるから有利である。空気圧縮機上の吸込空気調整装置を採用している概説された方法は燃焼室ガス温度に於いて運転されることになるタービンではバイパス空気が次いで有利に無くされることができ、かつ制御がタービンへ進入する空気の量を燃料に回答して調整することによつて達成され、従つて高温運転の利点を全面的に取入れるから特に有利である。ある場合には、圧縮機上の吸込空気調整装置がタービン装置にあつて空気圧縮機の下流側の空気調整弁または空気分割装置と組合わされることができる。一層速やかな応答及び広範囲の動力を得ることができる。

本発明の装置にあるタービンの出力の減少は前述されたのと同様に、利用可能な空気の全量を減らすことによるか、または燃焼室ガスと併合されるべき添加空気の量を増しつつ燃焼域への空気の

19

火温度となる用語は、燃焼域へ進入する燃料空気混合体の点火遅れが同燃焼域に於いて同混合体の燃焼している滞留時間に比して無視できるようになる温度を意味している。

この燃焼は進入して来る燃料空気混合物を燃焼生成物と、同生成物の断熱炎温度に於いて混合することによつて達成される。その結果として、新送入混合物は同混合物の瞬間自動点火温度よりも高い温度に熱せられかつ燃焼される。このような混合は何か便宜な手段によつて、例えば内部再循環によるかまたは進入して来る混合物をこうした内部再循環と併せて予熱する蓄熱式タービン装置によつて達成されることができる。内部再循環燃焼装置及び蓄熱式タービン装置並びにこのような燃焼を達成するのに適用可能なその他の装置は本技術分野に知られており、従つてそれらの詳細は本明細書では説明しないことにする。

本発明の持続熱燃焼は在来の断熱熱燃焼に於けるよりも実質的に低い温度に於いて行なわれ、従つて顕著な量の $\text{NO}_x$ の生成を伴わない燃焼が

特開昭51-98414(6)

量を減らすことによるかまたはこれらの改変の組合せによつて達成されることができる。

本発明に採用された時タービンの出力の制御が説明された諸装置の何れかによるかまたはそれらの組合せによつて達成されることができるのは容易に理解されることである。

本発明によれば、燃焼は空気及び炭素質燃料の緻密な混合物の温度を燃料空気混合物の瞬間自動点火温度よりも実質的に高いけれども実質的な量の $\text{NO}_x$ の生成される温度よりも低く約 $1571^\circ\text{C}$  ( $2500^\circ\text{F}$ )乃至 $1816^\circ\text{C}$  ( $3300^\circ\text{F}$ )の温度に上げるように達成される。燃料の少なくとも一部は本質的断熱状態の下で燃焼される。燃焼は従つて、燃料空気混合物を使用し、同混合物が同混合物の瞬間自動点火温度よりも実質的に高いけれども、如何程でも窒素酸化物の実質的な生成をもたらすことになる温度よりも低い断熱炎温度を有することによつて特徴づけられる。

特許請求の範囲を含めて本明細書に於いて燃料空気混合物に対して使用されている「瞬間自動点

20

可能である。

既述の如く、如何なる組の条件(例えば最初の温度及び少い程度に比力)に於いても燃料空気混合物の断熱炎温度は燃料対空気の比によつて決められる。燃焼域へ進入される燃料及び空気の割合は典型的には二酸化炭素及び水になる燃料の完全転化を基準にして化学量論的に過剰な酸素のある程度である。好ましくは、遊離酸素含量が燃料の完全燃焼に必要な化学量論的な量の少くとも約1.5倍である。

本発明は燃料ではない成分としての空気に就いてここに特に説明されるけれども、よく理解されるように、酸素は真正燃焼を支えるのに必要な元素である。所望される場合には燃料でない成分の酸素含量が変えられることができ、かつ「空気」なる用語は本明細書では混合物の非燃料成分を意味するのに使用される。燃焼域へ送られた燃料空気混合物は、始動後に、酸素の給與として、例えば腐蝕が利用されたら生ずることのある最低10容積%またはそれ以下の遊離酸素を有することが

21

-86-

22

あり、前記燃流に於いてこの燃素の一部は反応されてしまつてゐる。

採用される炭素質燃料は標準の温度及び圧力に於いて気態または液態であつても構わない。適当な炭化水素燃料としては、例えばメタン、エタン、プロパン、ブタン、ペンタンの如き低分子脂肪族炭化水素と、ガソリンと、ベンゼン、トルエン、エチルベンゼン、キシレンの如き芳香族炭化水素と、ナフサと、ディーゼル燃料と、ジェット燃料と、その他の中間留出燃料と、水処理されたものと重い燃料と、類似の燃料とがある。その他の有用な炭素質燃料のうちには、一酸化炭素と、メタノール、エタノール、イソプロパノールの如きアルコール類と、ジエチルエーテルの如きエーテル類と、エチルフェニルエーテルの如き芳香族エーテル類とがある。不活性物質を含有する希釈された燃料、例えば、低カロリー石炭ガスを燃焼する際に、断熱炎温度を本明細書に説明された範囲内に有する燃料空気混和物は燃料に富んでいてもまたは乏しくても構わない。燃料に富んだ混和物が

23

と共に燃焼して第2タービンに動力を付与するやうに同ガスを再加熱するのに一部燃焼済みの尾ガスを使用することも可能である。

燃料空気混和物の速度は燃焼室入口の上流では最高火炎伝播速度を上廻つてゐる。好ましくは、保炎器が燃焼室の上流側に採用される。これは炎が上流側へ通るのを防ぎつつ炎を下流側に維持する。従つて燃料空気混和物が所望される燃焼点以前に点火する危険が最低限にされることができ、また $\text{NO}_x$ 生成の原因となる逆火が避けられることができる。ガスの適当な線速度は普通は毎秒約91.5センチメートル(3フイート)を超えるけれども理解されるべきは、温度、圧力及び組成の如き因子如何によつてかなり高い速度の必要なことがある点である。

燃焼入口温度に於いて化学量論的量の空気(大気組成)と共に燃焼された時に普通は少くとも約1649℃(3000°F)の断熱炎温度を有する炭素質燃料は燃焼域内で本質的には断熱状態で燃焼される。この燃焼は燃焼から熱が散逸して同域

特開昭51-98414(7)

利用される場合には、添加空気または燃料空気混和物が、燃料成分を完全燃焼させて二酸化炭素及び水にするための過剰な総合空気を準備するのに燃焼域尾ガスに添加されても構わない。

燃料に富んでいる場合の作動にしばしば望ましいのは、燃料を完全に酸化して二酸化炭素及び水にするのに必要な遊離酸素の量を重量で少くとも約70%、好ましくは少くとも約85%含有する燃料空気混和物を採用することである。燃料に富んでいる場合の作動の際には、燃焼域から出る尾ガスは比較的高い一酸化炭素及び炭化水素含量を有することが予期される。一部酸化された尾ガスは同尾ガスを完全燃焼させて二酸化炭素及び水にするのに少くとも十分な量の空気と混和されることができる。一部燃焼された尾ガスと空気との混合物に一次燃焼域の出口に隣接する第2燃焼域に於いて燃焼されることができる。有利には、実用可能な場合に、次続燃焼の一部がタービンの羽根のあたりで行なわれても構わない。第1タービンを駆動しかつ次いで出て来る排気を空気の添加量

24

内の温度が燃料空気混和物の理論的断熱炎温度よりも約167℃(300°F)未満、好ましくは約83℃(150°F)未満だけ低く下かつた時に本質的に断熱的である。典型的な燃料の瞬間自動点火温度は約1149℃(2000°F)よりも低くても構わないけれども、同燃料の約1816℃(3300°F)よりも低い温度に於ける安定した断熱燃焼は在来の実用的な一次燃焼装置では達成するのに極めて困難である。作動温度を1149℃(2000°F)に限られてガスタービンの場合でさえ一次燃焼が典型的には2204℃(4000°F)を超える温度に於いて行なわれるのはこの理由によるのである。上述の如く、本発明では、燃料空気混和物の瞬間自動点火温度よりも実質的に高いけれども如何程でも実質的に $\text{NO}_x$ の生成されることとなる温度よりも低い断熱炎温度を有する燃料空気混和物を採用するのが燃焼の特徴である。燃焼域へ送られるのは燃料と空気と、もしも所望されるならば不活性物質との親密な混和物である。断熱炎温度の限界の選択は滞留時間及び比力によつ

て広範囲に調整される。一般に、混和物の断熱炎温度は送込まれた混和物を二酸化炭素及び水にする完全酸化を基準として約 $1371^{\circ}\text{C}$  ( $2500^{\circ}\text{F}$ )乃至 $1816^{\circ}\text{C}$  ( $3300^{\circ}\text{F}$ )、好ましくは $1577^{\circ}\text{C}$  ( $2800^{\circ}\text{F}$ )乃至 $1816^{\circ}\text{C}$  ( $3300^{\circ}\text{F}$ )の範囲内にある。 $1816^{\circ}\text{C}$  ( $3300^{\circ}\text{F}$ )を遙かに超える温度に於ける燃焼では、接触時間が短くても $\text{NO}_x$ が著るしく生成されることになつて、この事項は在来の熱装置に比して本発明の利点を損ずることになる。然し、上に挙げられた範囲内の高い温度の方が好ましく、その理由は高い方の温度に於いて装置が一層安定することになりかつ熱反応が速やかになるけれども、採用される断熱炎温度が廃ガスの所望される組成及び装置の総合設計の如き因子に左右されて決まることにある。従つて看取されることになるのは、普通は $\text{NO}_x$ を生成するような高い温度に於いて燃焼するものである燃料が定義された温度範囲内で $\text{NO}_x$ を著るしく生成することなしにうまく燃焼されることである。その燃焼は断熱状態で行なわれるけれども、

27

域に所望される温度を維持するために多量の空気と混和されることができ、温度範囲の上限に於いて燃焼域に於けるガスの短い滞留時間が $\text{NO}_x$ 生成の機会を少なくするために望ましいように思われる。その滞留時間は温度、燃焼廃ガスと新送入ガスとの十分な混合、圧力及び容積処理量によつて広く調整され、かつ一般にはミリ秒単位で測定される。燃焼域及び如何なる後燃焼域に於けるガスの滞留時間は約0.1秒以内、好ましくは約0.05秒以内であつても構わない。しばしばガスの容積速度は例えば、全燃焼域の立万メートル当りに毎時全ガス(標準の温度及び圧力)の約10万立万メートル乃至100万立万メートル以上の範囲内にあつても構わない。固定タービン用ディーゼル燃料の場合に、典型的滞留時間は約30ミリ秒以内であることができるのに、自動車用ガソリンでは典型的滞留時間が約5ミリ秒以内であつても構わない。燃焼装置内の全滞留時間は燃料を本質的に完全燃焼させるのに十分でなければならぬが $\text{NO}_x$ を生成させることに

29

特開昭51-98414(B)  
理解されるべきは実際には燃焼域から環境へ熱の損失されることのあることである。廃ガス温度に就いて測定された温度の損失は多くて約 $167^{\circ}\text{C}$  ( $300^{\circ}\text{F}$ )であることがあり、好ましくは約 $83^{\circ}\text{F}$  ( $150^{\circ}\text{F}$ )よりも多くはない。こうした僅かな熱損失があるにもかかわらず、この燃焼は実用的見地から断熱的と考えられ、かつ反応熱は主として廃ガスに放出される。従つて、廃ガスに燃焼域から損失されるよりも約4倍、好ましくは少くとも約7倍多い熱(熱エネルギー)が放出されることがある。

燃焼域は一般には、同燃焼域へ投入された燃料空気混和物の理論的断熱炎温度に近似した温度に於いて作動する。こうした温度は普通には約 $1371^{\circ}\text{C}$  ( $2500^{\circ}\text{F}$ )乃至 $1816^{\circ}\text{C}$  ( $3300^{\circ}\text{F}$ )好ましくは約 $1577^{\circ}\text{C}$  ( $2800^{\circ}\text{F}$ )乃至約 $1816^{\circ}\text{C}$  ( $3300^{\circ}\text{F}$ )の範囲内にある。燃焼域の温度は燃料空気混和物の燃焼を、即ち同混和物の断熱炎温度並びに混合の均等性を制御することによつて制御される。比較的高エネルギーの燃料が、燃焼

28

なるほど長くはない。

装置全体の熱効率を高めるために、空気は、また燃料さえ、燃焼域へ通される前に加熱されても構わない。燃料空気混合物は燃焼域へ導入される前に、全速に於ける非蓄熱式タービンに対して典型的は少くとも約 $204^{\circ}\text{C}$  ( $400^{\circ}\text{F}$ )の温度を、また蓄熱式タービンに対して典型的には約 $538^{\circ}\text{C}$  ( $1000^{\circ}\text{F}$ )の温度を有しても構わない。普通は、燃料空気混和物を約 $816^{\circ}\text{C}$  ( $1500^{\circ}\text{F}$ )よりも高く予熱する必要は無く、また例えば、燃焼域内の内部再循環は進入ガスの温度を瞬間自動点火温度よりも低い温度から作動温度即ち約 $1371^{\circ}\text{C}$  ( $2500^{\circ}\text{F}$ )乃至 $1816^{\circ}\text{C}$  ( $3300^{\circ}\text{F}$ )に上げるのに役立つ。

本発明のタービン装置が次に添付図面に就いて更に詳しく説明される。

添付図面の第1図を参照すれば、空気圧縮機10はタービン14によつて駆動される回転可能出力軸12によつて駆動される。軸12は、軸12にタービン14によつて付与される動力を使用す

るのに何か適当な動力伝達装置へ連結されることが出来る。こうしたタービン14は自動変速装置を介して発電機または自動車を運転するのに採用されても構わない。タービン14は、例えば、10対1の圧縮比を有する高圧縮タービンであっても構わない。タービンは一般には少くとも約2対1の、かつ典型的には少くとも約5対1の圧縮比を有して燃焼を周囲圧力に比して上げられた圧力に於いて起こらしめる。引例された圧縮比は燃焼の行なわれる状態の大気圧の近似数である。自動車は一般に約5対1の圧縮比を有するタービンを有することになつて、定格速度に於ける燃焼が約1気圧に周囲空気のある時に、約5.25キログラム毎平方センチメートル(75ポンド毎平方インチ)計器圧に於いて行なわれることを示している。タービンの構造、運転及び制御は本技術分野に知られており、従つてこの点に関する詳細は本発明を説明するのに必要でないから本明細書の説明には省略される。

吸込空気は吸気管路18へ進入せしめられて、

## 31

及び31それぞれを介して燃料供給制御弁32及び空気配分弁24に作動可能である。要求入力装置35に回答可能でもある制御装置28は流量計30及び37から送る容積測定信号及び熱電対23から送る温度測定信号にもそれぞれ入力リンク機構27、39、及び29を介して回答可能である。従つて、空気配分弁24を経て管路28へ進入する空気の、燃料供給制御弁32を通過して管路28の中で同空気と混和されるべき燃料の量に対する相対量は燃焼装置28の中に比較的一定の所熱炎温度を維持するように制御される。

燃料空気混合物は可燃範囲内にあるかまたは同範囲を通過するから、燃焼装置28の入口の上流の特定燃料空気混合物の火炎伝搬速度よりも高いガス速度は発炎及び可能なデトネーションの防止を確実にするのに使用される。この速度に於いて燃焼装置28へ導入された燃料空気混合物は次いで燃焼装置28の内部再循環装置によつて同混合物の瞬間自動点火温度以上にされる。熱電対40が燃焼装置28の入口に位置せしめられて、この

空気圧縮機10に於いて圧搾される。圧搾された空気は管路22を通過して空気配分弁24に達し、同弁に於いて空気は燃料と混和されるべき第1部分、及び燃焼副ガスと併合されるべき第2部分に分割される。

圧搾空気のうち燃料と混和されるべき部分は空気配分弁24から管路28及び同管路の途中に配置されたオリフィス流量計30を経て、かつ管路28の途中に配置された熱電対23と接触し、次いで燃焼装置28へ通る。オリフィス流量計30は管路28を通過する空気の容積を測定し、熱電対23は温度を測定する。管路36を通過してタービン装置へ進入する燃料の量は同管路の途中に配置された燃料流量計37によつて測定される。この量は管路38の途中に配置された燃料供給制御弁32によつて調整される。燃料流量制御装置25が要求入力装置35を介して所要動力に回答するように設けられて、同装置35は手動制御装置または調速機などの如き図示されていない給油に回答可能である。制御装置25は出力タンク機構34

## 32

燃焼装置の温度をこの位置に於いて測定するようになつてゐる。熱電対42が燃焼装置28の出口に配置されて副ガスの温度を測定するようになつてゐる。

燃焼装置の始動中、燃料及び空気は始動の状態に於ける最高火炎伝搬速度よりも低い速度に於いて可燃混合物を準備するように、空気配分弁24及び燃料供給制御弁32によつて調整された量だけ燃焼装置28へ導入されることが出来る。燃料空気混合物は点火器44によつて点火されることができ、かつ同混合物は燃焼装置28が点火器44の閉じられた時に燃焼を支えるのに十分な温度になるまで発炎状態の下で燃焼されることが出来る。燃焼装置の作動が確立され終つた時に、点火器44は無力にされることができ、かつ弁24及び32は平常の制御された温度の作動位置に調節されることが出来る。燃焼装置28の上流に於ける燃料空気混合物の速度は次いで逆火を防ぐように同混合物の最高火炎伝搬速度よりも高く維持される。

圧搾空気の第2部分は空気配分弁24から管路



48へ通されて、燃焼装置28の出口に隣接している二次域即ち混合室48に送る。混合室48に於いて、空気の第2部分即ち添加空気は燃焼装置28から通る廃ガスと併合されて、タービン14を運転するための、冷たい作動流体になる。併合されたガスは次いで管路50を経てタービン14へ通り、同タービンに於いて同ガスはタービン14を駆動しかつ軸12に回転運動を付与するのに採用される。タービン14から出る廃気は管路52を通してタービン装置から放出される。

第1図に描かれている如きタービンは次のようにして作動を要えられることができる。例えば、もしもタービン出力の増加が所望されるならば、要求入力装置35はこのような増加を制御装置25から要求するように調節される。制御装置25に回答して、燃料供給制御弁32は燃料の量を増すことになりかつ空気配分弁24は空気の量を増すことになつて、燃焼装置28へ通る混合体の一定の断熱炎温度を維持するのに適当な割合にする。制御装置25は流量計30及び37及び熱電対23

35

能である。第2図のタービン装置は第1図の装置と性質が同様であり、かつ同じ部材は各図に於いて同じ参照数字によつて表わされている。然し、第2図の装置では、吸込空気が空気入口16を通過つてタービン装置へ進入する。調節可能ルーバ20を有する空気流量調整弁18がタービン装置へ通る空気の量を制御するように空気入口16内に配置されている。弁18は要求入力装置35へ図示されていないが直接に、または図示の如く調整器41a、リンク機構41及び制御装置25を介して、応答可能に連結されている。このタービン装置は全空気流量制御の補助変数の導入を除けば第1図の装置と同様に作動する。空気は空気入口16及び空気流量調整弁18を通過してから圧縮機10へ通りかつこのタービン装置に使用されるように既述の如く圧搾される。この装置から出る廃ガスは二次域即ち混合室48に於いて添加空気と併合されてから自由タービン15を駆動するのに使用され、次いで同タービンが軸11を介して空気圧縮機10を駆動する。自由タービン15は、もし

37

特開昭51-98414(10)

から発する信号に回答して混合体の比較的一定な断熱炎温度を維持するように経過を監視する。従つて、燃料空気混合体はタービン装置の状態の変化以前に燃焼廃ガスによつて示された温度と近似的に同じ温度に於いて燃焼されかつ燃焼装置28から出る。

燃焼装置へ投入された多い方の部分の空気は管路28を経て燃焼装置28へ通るようによつて向けられてしまつてゐるから、対応して少い量の空気が混合室48の中で燃焼装置廃ガスと混和されるように管路4,8を経由して通る。管路50によりタービン14へ通る併合されたガスは燃焼装置廃ガスの大きい容積及び添加空気の小さい容積のために必らず高い温度にある。従つて、タービン14へ通る作動ガスの熱含量は増されて、出力の増加を可能ならしめ、しかも燃焼装置28の中に近似的に一定の温度を維持する。

第2図は本発明のタービン装置の他の実施例を示しており、この実施例は空転または変速経過にかなりな運転時間の費される自動車に特に適用可

36

も所望されるならば、調速機、例えばタービンノズルのピッチ及び(または)開度を変える装置を利用することによつて一定速度に維持されることができる。タービン15から出る排気は管路53へ通され、かつ同排気は出力軸58を駆動する出力タービン54へ導入される。出力軸58はタービン54によつて出力軸58に付与される動力を利用するのに何か適当な伝動装置へ連結されることができる。

併合されたガスは従つて、ほぼ一定の所望される温度に於いて自由タービン15へ進入し、かつ自由タービン15は空気圧縮機10を駆動するのに十分なエネルギーをこのガスから吸収する。自由タービン15の排気は出力タービン54に対する作動流体として使用される。タービン装置が働いていない時には、空気流量調整弁18がほとんど閉じられており、即ちルーバ20がほとんど閉められた位置にある。自由タービン15の運転によつて利用される動力は出力タービン54を運転するのにには不十分な動力を作動流体に残してお

38

く。空気流量調整弁1は調節されるに従つて、次第に多量の空気がタービン装置へ進入する。空気配分弁24は比例して次第に多量の空気が燃焼装置26へ通るのを可能ならしめる。制御装置25は燃料空気混合物の一定断熱炎温度を維持するのに、流量計30及び37及び熱電対23を監視する。

第2図のタービン制御装置は第1図の単一軸タービン並びにその他のタービンと併用されることができ、同様に第1図の装置は第2図の自由タービン設計と併用されることができる。

次に列挙される該実例は本発明の実施例、特に、燃焼域内の温度を、同燃焼域が非常に少量の炭化水素、一酸化炭素及び酸素酸化物を含有する廃ガスを得るために炭素質燃料を採用するように、近似的に一定の値に制御する方法を更に詳しく説明することになる。これらの実例及び前掲特許請求の範囲に於いて言及される割合は総べて特記されない限り重量の割合である。

#### 実例1

39

る。添加空気が毎秒0.135キログラム(0.3ポンド)ずつ燃焼廃ガスと混合されて、約1207℃(2200°F)の温度に於いてタービン作動流体を作る。

#### 実例2

第2図に略図で示されているタービン装置によつて運転されるタービンに市販の加給されていないガソリンが利用される。燃料流量は毎時30.15キログラム(67ポンド)でありかつ燃焼空気の量は空気流量制御弁によつて毎時967.5キログラム(2150ポンド)に制御される。圧搾空気の公称速度は毎秒1.22メートル(.4フィート)である。燃焼装置の入口に於ける燃料空気混合体の温度は566℃(690°F)であり、燃焼温度は1427℃(2600°F)であり、また希釈空気の量は併合された廃ガスに927℃(1700°F)の温度を生じさせる程度である。併合された廃ガスは希釈域から送られタービンの中で回転運動を発生させるように膨張せしめられ、かつ汚染物質含量を決めるのに試験室を通して排出される。燃

41

第1図に略図で示されているタービン装置によつてタービンが運転される。空気が圧搾され、かつ毎秒約0.36キログラム(0.8ポンド)の速度でタービン装置へ通される。圧搾された空気は温度316℃(600°F)に予熱される。近似的に毎秒0.18キログラム(0.4ポンド)の圧搾空気が十分な量のナフサと混合されてその混合体が約1732℃(3200°F)の理論的断熱炎温度を示すことになるようにされる。

この燃料空気混合体が燃焼される。燃焼域から出る廃ガスは約1704℃(3100°F)の温度にある。この廃ガスは毎秒0.18キログラム(0.4ポンド)の予熱された添加空気と併合されて、タービンへの作動流体の温度が1038℃(1900°F)である。タービンはこの温度に於ける作動流体によつて部分出力状態にある。タービン装置の作動状態は毎秒0.225キログラム(0.5ポンド)の空気を燃料と混合されるように通されることによつて変えられる。燃焼廃ガスは依然として1704℃(3100°F)の温度にある

40

燃温度は約1427℃(2600°F)に於いて近似的に一定に維持され、かつ発見されるのは廃ガスの含有する汚染物質が少いことである。出力は空気流量制御弁を調節することにより空気流量を毎時2700キログラム(6000ポンド)に増すことによつて増大される。燃料流量は比例して毎時83.7キログラム(186ポンド)に増して燃焼域温度を一定に維持する。希釈空気対燃焼空気の比は燃焼装置出口温度及び希釈域廃ガス温度が一定であるように一定に保たれる。廃ガスの含有する汚染物質はこの場合にも少い。

#### 実例3

空気分割装置が調節可能である以外は実例2と同様に、市販の加給されていないガソリンがタービンに使用される。燃料流量は毎時51.75キログラム(115ポンド)であり、かつ燃焼空気の量は燃焼装置入口に於いて毎秒10.7メートル(35フィート)の公称空気速度で送達されて毎時1800キログラム(2000ポンド)である。燃焼装置への入口に於ける燃料空気混合体の

42

温度は432℃(800°F)である。燃焼域内の温度は1593℃(2900°F)であり、かつ1149℃(2100°F)の温度を発生させるのに十分な希釈空気が燃焼装置から出る廃ガスに添加される。併合された廃ガスは希釈域から送られて、タービンの中で回転運動を発生させるように膨張せしめられ、次いで実例2に於ける如く試験室を通して排出される。出力は圧縮機へ送られる全空気流量を空気流量制御装置によつて毎時1350キログラム(3000ポンド)に減らすことによつて減らされ、また希釈域への空気の量に関連して燃焼装置への空気の量は燃料流量が燃焼域温度を1593℃(2900°F)に維持するように調節された状態で希釈域廃ガス温度を1038℃(1900°F)にすることになるように減らされる。廃ガスの汚染物質含有程度は実例2の廃ガスと同様である。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は圧縮機10、燃焼装置28及びタービン14を有する実施例に於いて本発明の運転を示

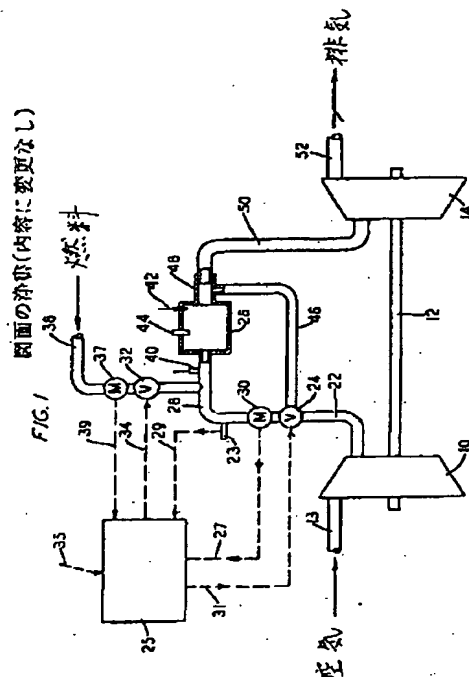
す略図であり、

第2図は圧縮機10、燃焼装置28、自由タービン15及び出力タービン54を有する実施例によつて本発明の運転を示す略図である。

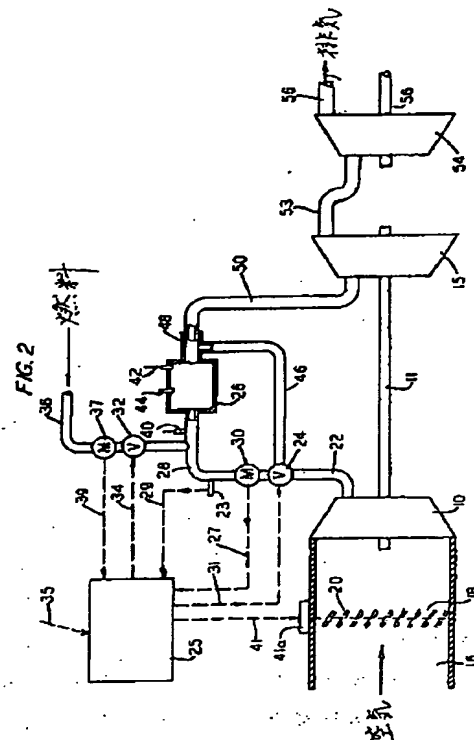
- 10…「空気圧縮機」、
- 14…「ガスタービン」、
- 28, 30…「一定計量兼温度感知装置」、
- 28…「燃焼域」または「燃焼装置」、
- 28…「混合域」、
- 32…「調整兼送出装置」、
- 50…「廃ガスをタービンへ供給するための装置」。

代理人 浅 村 皓  
外 3 名

43



44



## 手続補正書(方式)

昭和51年4月26日

特許庁長官殿

## 6. 添付書類の目録

- (1) 願書 1通 (2) 委任状及其の訳文 各1通迄で補充致します  
 (3) 明細書 1通 (4) 優先権証明書及其の訳文 1通迄で補充致します  
 (5) 図面 1通 (6) 1通

## 7. 前記以外の発明者、特許出願人または代理人

(1) 発明者



## (2) 代理人

居 所 〒100 東京都千代田区大手町二丁目2番1号  
 新大手町ビルディング 331  
 電話 (211) 3651 (代表)  
 氏 名 (7204) 弁護士 浅 村 肇  
 居 所 同 所  
 氏 名 (7066) 弁護士 後 藤 武 夫  
 居 所 同 所  
 氏 名 (6479) 弁護士 田 代 初 男

優先権	第一国の国名	第一国の出願日	出願番号
主 張	アメリカ合衆国	1974年10月30日	第419289号
		19 年 月 日 第 号	
		19 年 月 日 第 号	

(¥4,000)

特

(2) 後記号なし

許 願

(特許法第38条ただし書の規定による特許出願)

特許庁長官 殿

昭和50年10月30日

## 1. 発明の名称

ガスタービン <sup>エンジン</sup>  
 を運転する方法  
 及びタービン装置

## 2. 特許請求の範囲に記載された発明の数 3

## 3. 発明者

居 所 アメリカ合衆国ニュージャージー州ミドルタウン、  
 ウッドランドドライブ 51  
 氏 名 ウィリアム・チャールズ・フェアフル (ほか 名)

## 4. 特許出願人

住 所 アメリカ合衆国ニュー ジャージー州マーレイ  
 ヒル、マウンテン アベニュー 430  
 名 称 エンゲルハート、ミネラルズ、アンド、ケミカルズ、  
 コーポレーション

(代表者) ガスター、ツォンソン

国 籍 アメリカ合衆国 (ほか 名)

## 5. 代理人

居 所 〒100 東京都千代田区大手町二丁目2番1号  
 新大手町ビルディング 331  
 電話 (211) 3651 (代表)  
 氏 名 (6669) 弁護士 浅 村 皓 (ほか 3 名)

## 1. 事件の表示

昭和50年特許願第 130932号

## 2. 発明の名称

ガスタービンモーター、その方法及びタービン装置

## 3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住 所  
 氏 名 エンゲルハート、ミネラルズ、アンド、ケミカルズ、  
 (名 称) コーポレーション

## 4. 代理人

居 所 〒100 東京都千代田区大手町二丁目2番1号  
 新大手町ビルディング 331  
 電話 (211) 3651 (代表)  
 氏 名 (6669) 浅 村 皓

## 5. 補正命令の日付

昭和51年3月30日

## 6. 補正により増加する発明の数

## 7. 補正の対象

図面の修正 (内容に変更なし) 出願第 51.4.20  
 委任状、及びその訳文各1通 願書の発明者氏名の欄  
 願書の代理人(代理人)氏名の欄 願書の発明者住所の欄

## 8. 補正の内容 別紙のとおり

## 6. 添付書類の目録

- (1) 願書 1通 (2) 委任状及其の訳文 各1通  
 (3) 明細書 1通 (4) 優先権証明書及其の訳文 1通  
 (5) 図面 1通 (6) 1通

## 7. 前記以外の発明者、特許出願人または代理人

(1) 発明者

(2) 出願人

## (3) 代理人

居 所 〒100 東京都千代田区大手町二丁目2番1号  
 新大手町ビルディング 331  
 電話 (211) 3651 (代表)  
 氏 名 (7204) 弁護士 浅 村 肇  
 居 所 同 所  
 氏 名 (7066) 弁護士 後 藤 武 夫  
 居 所 同 所  
 氏 名 (6479) 弁護士 田 代 初 男